

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 02-278007

(43)Date of publication of application : 14.11.1990

(51)Int.Cl.

F16C 17/04

(21)Application number : 01-100838

(71)Applicant : NIPPON SEIKO KK

(22)Date of filing : 20.04.1989

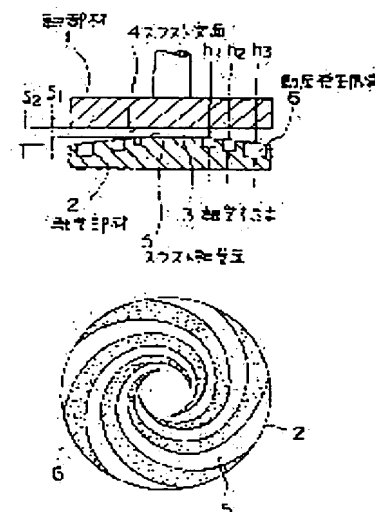
(72)Inventor : SATO TAKANOBU
KINOUCHI KAZUHIRO

(54) THRUST BEARING

(57)Abstract:

PURPOSE: To make the torque at the time of starting and stoppage small and the pumping action of a power generating groove uniform by making the end part of a shaft bearing space between a thrust shaft bearing surface and a thrust bearing surface wider than the central part, and the end part deeper than the central part in the power generating groove.

CONSTITUTION: Since the shaft bearing space between a thrust shaft bearing surface 5 and a thrust bearing surface is formed so that the space dimension $\delta 2$ of the end part is larger than the space dimension $\delta 1$ of the central part, only the central part contacts in the state of stoppage. Therefore, only the contact resistance of the central part whose circumferential speed is small is concerned at the time of starting and stoppage, and the torque at the time of starting and stoppage is small. On the other hand, since a dynamic pressure generating groove 6 is made so that the groove depth is most shallow in the central part and deeper as goes to the end part, the deeper the groove depth is, the larger the generated load capacity is, and nearly the same load capacity as the central part is obtained at the end part where a shaft bearing space 3 is wide, the inflow and retention of lubricating oil in the shaft bearing space 3 become satisfactory, and the shaft bearing performance is enhanced.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision
of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's
decision of rejection]

[Date of extinction of right]

⑩ 日本国特許庁(JP)

⑪ 特許出願公開

⑫ 公開特許公報(A)

平2-278007

⑬ Int.Cl.⁵

識別記号

庁内整理番号

⑭ 公開 平成2年(1990)11月14日

F 16 C 17/04

A

6864-3 J

審査請求 未請求 請求項の数 3 (全5頁)

⑮ 発明の名称 スラスト軸受

⑯ 特 願 平1-100838

⑰ 出 願 平1(1989)4月20日

⑱ 発 明 者 佐 藤 高 信 神奈川県小田原市久野471-2-1017

⑲ 発 明 者 木 野 内 一 宏 神奈川県大和市大和南1-16-28 雅マンション314号室

⑳ 出 願 人 日本精工株式会社 東京都品川区大崎1丁目6番3号

㉑ 代 理 人 弁理士 森 哲 也 外3名

明 細 書

1. 発明の名称

スラスト軸受

2. 特許請求の範囲

(1) 軸受部材に設けたスラスト軸受面は軸部材に設けたスラスト受面と対向し、前記スラスト軸受面とスラスト受面との少なくとも一方に動圧発生用溝を設けたスラスト軸受において、

前記スラスト軸受面とスラスト受面との間の軸受すきまは端部が中央部より広く、前記動圧発生用溝は端部が中央部より深いことを特徴とするスラスト軸受。

(2) 軸受部材に設けたスラスト軸受面は軸部材に設けたスラスト受面と対向し、前記スラスト軸受面とスラスト受面との少なくとも一方に動圧発生用溝を設けたスラスト軸受において、

前記スラスト軸受面とスラスト受面との間の軸受すきまは端部が中央部より狭く、前記動圧発生用溝は端部が中央部より浅いことを特徴とするスラスト軸受。

(3) 軸受部材に設けたスラスト軸受面は軸部材に設けたスラスト受面と対向し、前記スラスト軸受面とスラスト受面との少なくとも一方に動圧発生用溝を設けたスラスト軸受において、

前記スラスト軸受面とスラスト受面との間の軸受すきまは内周部が外周部より狭く、前記動圧発生用溝は内周部が外周部より浅いことを特徴とするスラスト軸受。

3. 発明の詳細な説明

〔産業上の利用分野〕

本発明は、軸部材のスラスト受面とこれに対向させた軸受部材のスラスト軸受面との少なくとも一方に動圧発生用溝を有するスラスト軸受に関し、特にHDD(磁気ディスク駆動装置)、LBP(レーザビームプリンタ)、VTR(ビデオテープレコーダ)、DAT(デジタルオーディオテープレコーダ)等の情報、映像および音響機器等向けの用途に好適なスラスト軸受に関する。

〔従来の技術〕

従来のこの種のスラスト軸受としては、例えば

第7図及び第8図に示すようなものがある。第7図のものは、軸部材1と軸受部材2とを軸受すきま3を介して対向して配設し、軸部材1の平面状の対向面がスラスト受面4、軸受部材2の平面状の対向面がスラスト軸受面5とされ、そのスラスト軸受面5に例えばスパイラル状の動圧発生用溝6が形成されている。この動圧発生用溝6の溝深さは均一に加工されていて、スラスト軸受面5における中央部の溝深さ h_1 と中間部の溝深さ h_2 と端部の溝深さ h_3 とが等しくなっている。

しかして、この場合のスラスト受面4とスラスト軸受面5とは共に平板面であるから、停止時には対向する両面4、5が全面的に接触しており、軸受すきま3はそのとき零である。起動時に軸部材1が回転を始めると、動圧発生用溝6のポンピング作用で潤滑剤(潤滑油、グリース、空気等)に動圧が発生して軸部材1を浮上させ、軸受すきま3の寸法 δ が保たれる。したがって、起動時と停止時にはトルクが大きくなる。

これに対して第8図のものは、起動時及び停止

時のトルクを小さくするため、スラスト軸受面5を中高とし凸球面に形成している。停止時にはスラスト軸受面5の中央部のみがスラスト受面4に接触するから、起動、停止の際の摩擦抵抗は小さくなる。この場合の回転中の軸受すきま3は、中央部のすきま寸法 δ_1 より外周端部のすきま寸法 δ_2 の方が広い。動圧発生用溝6の深さは均一で、中央部の溝深さ h_1 ＝中間部の溝深さ h_2 ＝端部の溝深さ h_3 である。

(発明が解決しようとする課題)

しかしながら、第7図に示す従来のスラスト軸受は起動時及び停止時のトルクが大きいという問題がある。一方、第8図に示す従来のスラスト軸受は、動圧発生用溝6の溝深さは均一であるにもかかわらず、回転中の軸受すきま3は中央部より外周端部の方が広いから、外周部になるほど動圧発生用溝6のポンピング作用が小さくなって、その結果軸受性能が低下するという問題点がある。

そこで本発明は、上記従来の問題点に着目してなされたものであり、その目的とするところは、

スラスト軸受面とスラスト受面との間の軸受すきまを端部と中央部とで変えたと共に、動圧発生用溝の深さを、軸受すきまの大きさに対応させて変化させることにより、起動時及び停止時のトルクが小さく、且つ動圧発生用溝のポンピング作用が均一に得られるスラスト軸受を提供することを目的としている。

(課題を解決するための手段)

上記目的を達成するため、本発明の第一の発明は、軸受部材に設けたスラスト軸受面は軸部材に設けたスラスト受面と対向し、前記スラスト軸受面とスラスト受面との少なくとも一方に動圧発生用溝を設けたスラスト軸受において、前記スラスト軸受面とスラスト受面との間の軸受すきまは端部が中央部より広く、前記動圧発生用溝は端部が中央部より深いことを特徴とする。

又、本発明の第二の発明は、軸受部材に設けたスラスト軸受面は軸部材に設けたスラスト受面と対向し、前記スラスト軸受面とスラスト受面との少なくとも一方に動圧発生用溝を設けたスラスト

軸受において、前記スラスト軸受面とスラスト受面との間の軸受すきまは端部が中央部より狭く、前記動圧発生用溝は端部が中央部より浅いことを特徴とする。

又、本発明の第三の発明は、軸受部材に設けたスラスト軸受面は軸部材に設けたスラスト受面と対向し、前記スラスト軸受面とスラスト受面との少なくとも一方に動圧発生用溝を設けたスラスト軸受において、前記スラスト軸受面とスラスト受面との間の軸受すきまは内周部が外周部より狭く、前記動圧発生用溝は内周部が外周部より浅いことを特徴とする。

(作用)

スラスト軸受面とスラスト受面との間の軸受すきまは端部が中央部より広くなるように形成すると、起動、停止時のトルクが小さくなる。一方、動圧発生用溝は端部を中央部より深くすると、溝深さが深い程大きな負荷容量が発生するから、軸受すきまの広い端部においても中央部とほぼ同様の負荷容量が得られる。そのため軸受すきま内へ

の潤滑剤の流入と保持が良好となり、軸受性能が向上する。

又、軸受すきまは端部が中央部より狭くなるように形成しても、起動、停止時のトルクを小さくすることができる。この場合の動圧発生用溝は、端部が中央部より浅くなるようにして、端部と中央部とではほぼ同様の負荷容量を得る。このように、中央部が凹んだ凹面にすると、軸受すきま内に油溜りの効果をもたせることもできる。

又、スラスト軸受面の中心に軸貫通孔を有する場合の軸受すきまは、内周部が外周部より狭くなるように形成して、起動、停止時のトルクを小さくする。この場合の動圧発生用溝は、内周部が外周部より浅くなるようにして、内周部と外周部とではほぼ同様の負荷容量を得る。

(実施例)

以下、本発明の実施例を図とともに説明する。

図中、従来例と同一または相当部分には同一の符号を付してある。第1図及び第2図は本発明の一実施例を示すもので、軸部材1の端部のスラ

シより左の範囲、すなわち、ある程度大きな軸受すきまが存在する状態で使用されている。その場合には、図から明らかなように、軸受すきま寸法 δ が小さい場合と大きい場合(例えば図で、軸受すきま寸法が δ_1 と δ_2 の場合、又は δ_2 と δ_4 の場合)とで、溝深さをⅠとⅡとに、又はⅢとⅣとに変えることにより同等のスラスト負荷容量(F_a 、または F_r)が発生する。

よって、この実施例の各溝の溝深さは、次のようにして設計することができる。例えば、荷重条件としてスラスト負荷容量 F_a を与え、回転時の軸受すきま3は、中央部の軸受すきま寸法が δ_1 、端部の軸受すきま寸法が δ_2 となるように設計する場合、動圧発生用溝6の中央部溝深さ h_1 が第3図におけるⅠ、端部溝深さ h_2 が第3図におけるⅡとなるようにする。これにより中央部溝深さ h_1 (=Ⅰ)<中間部溝深さ h_3 <端部溝深さ h_2 (=Ⅱ)となる。

又、荷重条件としてスラスト負荷容量 F_r を与え、回転時の軸受すきまは、中央部の軸受すきま

ト受面4は平板面である。これに対し、対向する軸受部材2のスラスト軸受面5は中高の凸球面とされ、軸受すきま3は、中央部のすきま寸法 δ_1 より外周端部のすきま寸法 δ_2 の方が広がっている。そのスラスト軸受面5に、第2図に示するようなスパイラル状の動圧発生用溝6が形成されている。このスパイラル状の動圧発生用溝6は、スラスト軸受面5の中央部から端部にかけて複数条(図では4条)設けられている。そして、各溝の溝深さは、中央部から端部にいくに従い深くなるように形成されており、中央部の溝深さ h_1 と中間部の溝深さ h_3 と端部の溝深さ h_2 とは、 $h_1 < h_3 < h_2$ の関係になっている。

第3図は、軸受すきまの寸法(すなわち、回転中の軸部材1の浮上量) δ とスラスト負荷容量 F との関係を、動圧発生用溝6の溝深さをパラメータとして表わしたものである。いま、各溝深さⅠ、溝深さⅡ、溝深さⅢ、溝深さⅣがⅠ<Ⅱ<Ⅲ<Ⅳの関係である。一般にスラスト軸受は、各溝深さⅠ、Ⅱ、Ⅲ、Ⅳの線の交点を通る縦軸との平行線

寸法が δ_1 、端部の軸受すきま寸法が δ_2 となるように設計する場合は、同様にして動圧発生用溝6の溝深さが中央部でⅢ、端部でⅣとなるようにする。

次に作用を述べる。

スラスト軸受面5とスラスト受面4との間の軸受すきま3は、中央部のすきま寸法 δ_1 より端部のすきま寸法 δ_2 の方が大きくなるように形成してあるから、停止状態では中央部のみが接触している。したがって、起動又は停止時には、周速が小さい中央部の接触抵抗のみが関与することとなり、起動、停止時のトルクが小さい。

一方、動圧発生用溝6は、溝深さが中央部で最も浅く端部へいくほど深くしてあるから、軸受すきまの広い端部においても中央部とほぼ同様の負荷容量が得られることとなり、軸受すきま内への潤滑剤の流入と保持が良好で軸受性能が向上する。

第4図に他の実施例を示す。

この実施例では、軸受部材2のスラスト軸受面5は上記実施例とは逆の凹球面とされ、軸受すき

ま3は、中央部のすきま寸法 δ_1 より外周端部のすきま寸法 δ_2 の方が狭くなっている。停止状態では僅かに外周端部が接触するのみであるから、起動、停止時のトルクはやはり小さくなる。

スパイラル状の動圧発生用溝6は、この凹球面状のスラスト軸受面5に対向する軸部材1の平面状のスラスト受面4の方に形成されている。その溝深さは中央部より端部にいくほど浅くなり、したがって中央部溝深さ h_1 >中間部溝深さ h_2 >端部溝深さ h_3 である。そのため、軸受すきま3の広い中央部においても端部とほぼ同様の負荷容量を得ることが可能である。この実施例の場合は、中央部の凹部が潤滑剤溜りとなる利点もある。

第5図、第6図の実施例は、軸部材1の軸1Aを延長して軸受部材2の中央部を貫通させた場合の例である。

第5図の場合は、円環状の軸受部材2のスラスト軸受面5の中央部が内周端部及び外周端部より高く形成されており、軸受すきま3は中央部が内周端部及び外周端部よりせまい。これにより、停

止状態でのスラスト受面4とスラスト軸受面5との接触面積を減少させて起動、停止時のトルクを低減せしめている。

この軸受部材2のスラスト軸受面5に形成されたスパイラル状の動圧発生用溝6の溝深さは、中央部溝深さ h_1 が内周端部溝深さ h_1 および外周端部溝深さ h_3 より浅くなるように形成して、軸受すきまの変化にかかわらずほぼ同様の負荷容量を得るようにしている。

なお、スラスト軸受面5の中央部を内周端部及び外周端部より低く形成し、スラスト軸受すきま3は中央部が内周端部及び外周端部より広くても良い。この場合は、動圧発生用溝6の溝深さは、中央部溝深さが内周端部溝深さ及び外周端部溝深さより深くなるようにするが、中央部の凹部が潤滑剤溜りとなる。

第6図の場合は、円環状の軸受部材2のスラスト軸受面5が円錐面とされ、スラスト受面4との間の軸受すきま3は、内周端部が外周端部より狭くなるように形成している。起動、停止時のトル

クは第5図のものより更に小さい。

一方、スラスト軸受面5のスパイラル状の動圧発生用溝6の溝深さは、内周端部が最も浅く、外周端部にいくほど深くなるように形成して、軸受すきまの変化にかかわらずほぼ同様の負荷容量を得るようにしている。

なお、上記各実施例において、動圧発生用溝6の加工は面を掘下げて凹溝を形成した場合を説明したが、これに限らず、面上にめっき加工して盛り上げ、相対的に凹部となる非めっき箇所を動圧発生用溝としてもよい。

又、動圧発生用溝6の溝深さは、連続的に変化させた場合を説明したが、階段状の如く不連続に変化させてもよい。

又、動圧発生用溝6はスラスト受面4又はスラスト軸受面5のいずれか一方のみでなく、双方に設けるようにしてもよい。

又、動圧発生用溝6の溝形状はスパイラル状とは限らず、ベリングボーン状等であってもよい。

又、軸部材1の回転でも軸受部材2の回転でも

良く、相対回転でも良い。

(発明の効果)

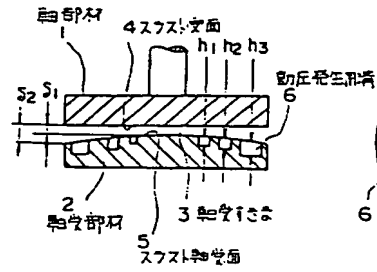
以上説明したように、本発明によれば、スラスト軸受面とスラスト受面との間の軸受すきまを変えると共に、動圧発生用溝の深さを、軸受すきまの大きさに対応させて変化させる構成とした。そのため、起動時及び停止時のトルクを低減できるのみならず、動圧発生用溝のポンピング作用が均一に得られて軸受すきま内への潤滑剤の流入と保持が良好で優れた軸受性能が得られるという効果がある。

4. 図面の簡単な説明

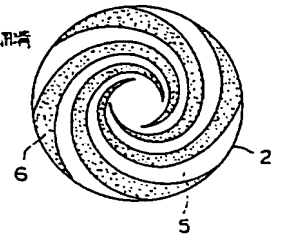
第1図は本発明の第1実施例を示す縦断面図、第2図は第1図のスラスト軸受面の平面図、第3図は軸受すきまとスラスト負荷容量との関係を表すグラフ、第4図は本発明の第2実施例を示す縦断面図、第5図は本発明の第3実施例を示す縦断面図、第6図は本発明の第4実施例を示す縦断面図、第7図は従来のスラスト軸受の縦断面図、第8図は従来の他のスラスト軸受の縦断面図である。

1は軸部材、2は軸受部材、3は軸受すきま、
4はスラスト受面、5はスラスト軸受面、6は動
圧発生用溝。

第 1 図



第 2 図



特許出願人

日本精工株式会社

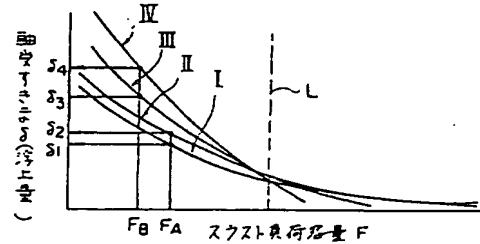
代理人 弁理士 森 哲也

弁理士 内藤 嘉昭

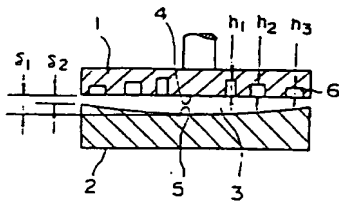
弁理士 清水 正

弁理士 大賀 眞司

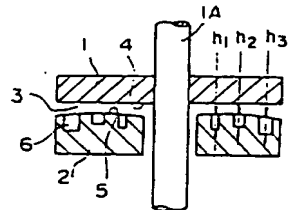
第 3 図



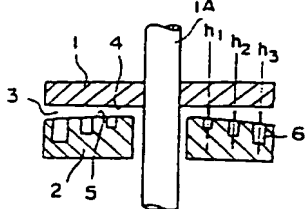
第 4 図



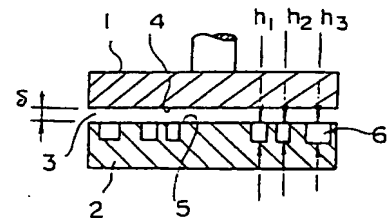
第 5 図



第 6 図



第 7 図



第 8 図

